Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 35, 3, 2023. (51-64)

Ferdowsi University of Mashhad

Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics

Page Journal: mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

Society of Manufacturing Engineering of Iran

Numerical Analysis of the Obstacle Effect with Different Geometry on the Heat Transfer of Nanofluid Flow in a Rectangular Channel

Research Article

Kourosh Javaherdeh[1], Habib Karimi[2]

DOI: 10.22067/jacsm.2023.69607.1020

1. Introduction

Study of increasing heat transfer is so important for influence on efficiency of heat transfer in channel. Several of increasing heat transfers are divided to three categories inactive, active and hybrid. Inactive method is based on generator of turbulence or change of flow behavior in fluid that obstacles with different geometry. This study investigated heat transfer of Nanofluid laminar flow in a channel with obstacles along different geometry such as triangular, rectangular and half-cylinder and the impact of adding Nano particles on based flow. The results showed that the average Nusselt number increased with an increasing volumetric fraction of nano-particles. However, the increasing average Nusselt number depends on the type of obstacles geometry that rectangular shape is more than others, because area of heat transfer is more than other obstacles.

2. Geometry and equations

The impact of heat transfer on two dimension channel with obstacles along different geometry such as triangular, rectangular and half-cylinder was studies. Figure 1 shows geometry of channel with obstacles.

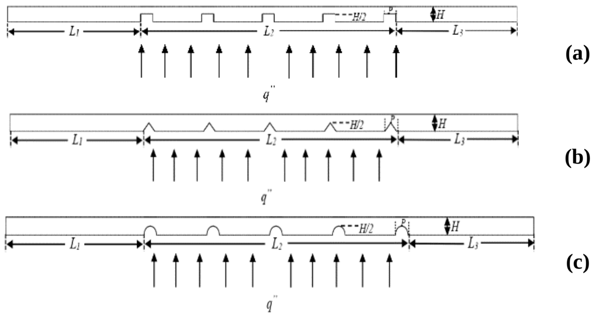


Figure 1. Channel with three obstacles

Some assumptions were considered such as incompressible fluids and laminar flow. Continuity, momentum and energy equations are expressed as finite volume for nano-fluid.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \qquad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \times \left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right] \qquad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(K\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \qquad (3)$$

Aluminum oxide is as nano particles. Table 1 shows the physical properties. Also, effective density ρ_{nf}, effective dynamic viscosity μ_{nf}, thermal capacity $(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{nf}}$ and effective thermal conductivity k_{nf} are follow :

Table 1. Physical properties of aluminium dioxide

Aluminum oxide	Based fluid	
Al_2O_3	H2O	sign
3900	1000	Density $(\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3)$
880	4200	$C_p\,(\mathrm{J}/\mathrm{kg \cdot K})$
42.34	0.6	Coefficient of heat transfer $(\mathrm{W}/\mathrm{m \cdot K})$

$$\mu_{\mathrm{nf}} = \frac{\mu_f}{(1-\varphi)^{2.5}} \qquad (7)$$

$$\rho_{\mathrm{nf}} = (1-\varphi)\rho_{\mathrm{f}} + \varphi\rho_{\mathrm{s}} \qquad (8)$$

$$(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{nf}} = (1-\varphi)(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{f}} + \varphi(\rho c_{\mathrm{p}})_{\mathrm{s}} \qquad (9)$$

$$\frac{k_{\mathrm{nf}}}{k_{\mathrm{f}}} = \frac{k_{\mathrm{s}} + 2k_{\mathrm{f}} - 2\varphi(k_{\mathrm{f}} - k_{\mathrm{s}})}{k_{\mathrm{s}} + 2k_{\mathrm{f}} + \varphi(k_{\mathrm{f}} - k_{\mathrm{s}})} \qquad (10)$$

3. Numerical solution method

Its used constant heat flux condition for boundary condition. Also, it's assumed incompressible flow condition. Temperature of inner flow is 280 K and constant heat flux is 1000 W/m^2 from below wall.

The above plate, the length of the inlet and outlet of the channel are are assumed to be insulated. However, it is assumed that the relative pressure of fluid is zero in outer section. For numerical study, the governing equations are solved based on finite element, steady and implicit

*Manuscript received: April 1, 2021 . Revised, November 14, 2022, Accepted, April 3, 2023.

1. Corresponding author. Professor, Faculty of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran.

Email: javaherdeh@guilan.ac.ir

2. Assistant Professor, Department of mechanical Engineering, Roudsar and Amlash branch, Islamic Azad University, Roudsar, Iran.

discretization. Moreover, simple algorithm was used to correct the relationship between velocity and pressure fields. It used non-uniform Mesh in channel, however in places close to the wall, it used smaller mesh than others for increasing computational accuracy.

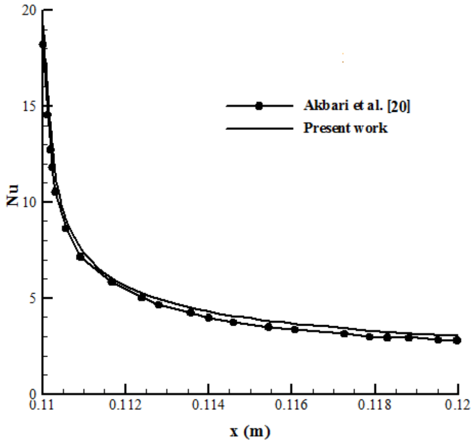


Figure 2. Nusselt number on below wall by ϕ=1.5% compared with [20]

For validation, the results were compared with others. Volumetric friction is 1.5%. Figure 2 shows Nusselt number of this study compared with others.

4. Results

This research investigated the impact various obstacles and adding nano particles as an inactive method for increasing heat transfer. The vortices around of the obstacles were increased the fluid momentum transfer and coefficient of heat transfer. Nusselt number increased with the increase of Reynolds number. The maximum Nusselt number in rectangular obstacle is almost 30% more than circular obstacle. Figure 3 shows local Nusselt number in different Reynolds numbers and different inlet velocities in the volume fraction of 1% nanoparticles on walls with heat flux.

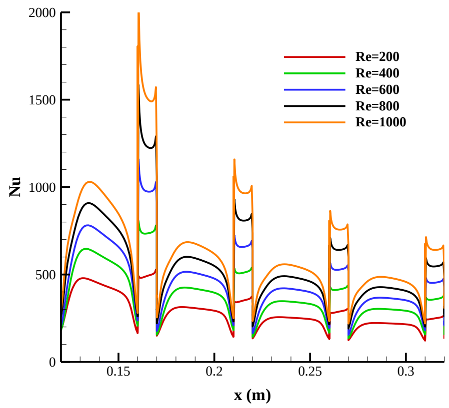


Figure 3. Nussult number on below wall with rectangular obstacle

According to the constant flux on the below wall, it is obvious that fluid is heated from entering in the left side of the channel to exiting from the right side. Moreover, in the channel with rectangular obstacles, due to the larger Nusselt number, the fluid absorbed more heat, so the outlet temperature in the channel with rectangular obstacles is higher than the outlet temperature from the channel with positive and circular obstacles. With increasing volume fraction of nanoparticles, the average Nusselt number increased in the channel with different obstacles, because the number and surface area of the particles in contact with the wall increased. This increasing Nusselt number in the based fluid is almost 10% more than the fluid with a volume fraction of 1%. It seems that in the place of obstacles, despite the higher volume fraction of solid nano-particles in the based fluid, the viscosity of the fluid increases and the possibility of displacement and molecular collision of the nano-fluid decrease compared with the based fluid. Therefore, the heat transfer rate decreases and the Nusselt number is lower for nano-fluids with a higher volume fraction.

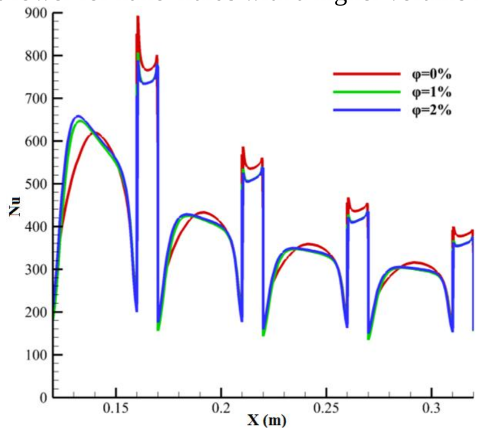


Figure 4. Nusselt number on below wall with rectangular obstacle in Re=400

5. Conclusion

In this study, investigated obstacle effect with different geometry on the heat transfer in the laminar flow. Moreover, the effective parameters such as Reynolds number, percentage of nanoparticles, the type of obstacle on heat transfer, and pressure drop were investigated. The most important results obtained are as follows:

1. With increasing Reynolds number, at a fixed value of the volume fraction of solid nanoparticles in the based fluid for all different arrangements of the obstacle geometry, due to the turbulence of the fluid molecules and the heat transfer received from the channel walls into the fluid, the heat transfer rate, and as a result, the Nusselt number increase.
2. With increase in the volume fraction of nanoparticles in the base fluid for a constant Reynolds number, due to the increase in the heat conduction coefficient of the nano-fluid, the rate of heat absorption from the channel walls into the fluid mass increases, and as a result, the average Nusselt number in the channel increases.
3. In the channel with rectangular obstacles, due to the increasing in the heat transfer surface compared to other obstacles, the rate of heat transfer from the channel walls to the fluid increases and as a result, the Nusselt number increases.

علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک

http://mechanic-ferdowsi.um.ac.ir

مطالعه عددی تاثیر موانع با هندسه متفاوت بر انتقال حرارت جریان نانوسیال در یک کانال مستطیلی*

مقاله پژوهشی

کوروش جواهرده[(۱)] حبیب کریمی[(۲)]

DOI: 10.22067/jacsm.2023.69607.1020

چکیده در این پژوهش به بررسی انتقال حرارت جریان نانوسیال تحت شرایط جریان آرام در کانال با موانع مختلف شامل هندسه‌های دایروی، مثلثی و مستطیلی پرداخته شده است. تاثیر موانع با هندسه متفاوت بر روی رفتار حرارتی و هیدرودینامیکی در رژیم جریان آرام، تاثیر افزودن نانوذرات به سیال پایه و تغییرات عدد رینولدز مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد، با افزایش درصد کسر حجمی نانوذرات، عدد ناسلت متوسط در کانال با موانع متفاوت افزایش می‌یابد. این افزایش عدد ناسلت در کانال با مانع مستطیلی نسبت به دیگر موانع بیشتری بوده که به‌دلیل افزایش سطح انتقال حرارت است، علی‌رغم آنکه ارتفاع این موانع در کانال یکسان می‌باشد. ماکزیمم عدد ناسلت در مانع مستطیلی به میزان تقریبا ٪۳۰ بیشتر از عدد ناسلت در مانع دایروی است. استفاده از موانع با هندسه متفاوت و اضافه شدن نانوذرات به سیال پایه، سبب افزایش شاخص عملکرد هیدرولیکی-حرارتی تا ٪۴۴ می‌شود.

واژه‌های کلیدی مطالعه عددی، موانع با هندسه متفاوت، نانوسیال، کانال مستطیلی.

Numerical Analysis of the Obstacle Effect with Different Geometry on the Heat Transfer of Nanofluid Flow in a Rectangular Channel

Kourosh Javeherdeh Habib Karimi

Abstract In this study, investigated heat transfer of Nanofluid laminar flow in a channel with obstacles along different geometry such as triangular, rectangular and half-cylinder and the effect of adding Nano particles on based flow. The result showed that the average Nusselt number increased with an increasing volumetric fraction of nano particles. However, the increasing average Nusselt number is dependent on the type of obstacles geometry that rectangular shape is more than others, because area of heat transfer is more than other obstacles. The Nusselt number with rectangular geometry is 30% more than the Nusselt number with half-cylinder geometry. Also, using obstacles with different geometry and the adding of the nanoparticles, the hydraulic-thermal performance has been increased up to 44%. The local Nusselt number for nanofluid of volume fraction with 1% is 2.38% higher than volume fraction of nanofluid with 2%. The local Nusselt number of volume fraction of nano particle with 1% is 10% less than based fluid.

Key Words Numerical Study, Vortex Generator, Nanofluid, Rectangular Channel.

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۰۱/۱۲ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۲/۱/۱۴ می‌باشد.

(۱) نویسنده مسئول، استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران،

(۲) گروه مکانیک، واحد رودسر و املش، دانشگاه آزاد اسلامی، رودسر، ایران

Email: javaherdeh@guilan.ac.ir

مقدمه

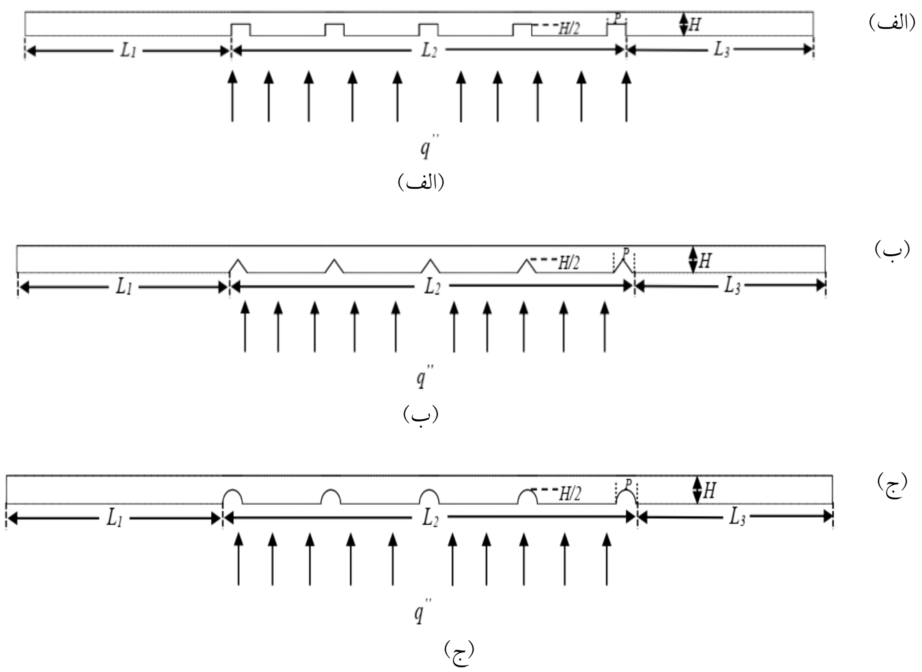
بررسی روش‌های افزایش نرخ انتقال حرارت به‌دلیل تاثیر آن در میزان کارایی کانال‌ها و سیستم‌های انتقال حرارت از اهمیت بسیاری برخوردار است. روش‌های مختلف بهبود کنترل جریان و افزایش انتقال حرارت، به سه دسته کلی غیرفعال، فعال و ترکیبی تقسیم‌بندی می‌شوند. روش‌های غیرفعال نیازمند اعمال توان خارجی نبوده و بر اساس تولید آشفتگی یا تغییر رفتار جریان در سیال ایجاد گشته که موانع با هندسه متفاوت جز این روش‌ها برای افزایش انتقال حرارت می‌باشند [1]. مانع قطعه‌ای فلزی بوده که به‌صورت جوشکاری و یا پرسکاری بر روی سطح کانال قرار داده می‌شود [2]. نانوسیال عبارت است از سیالاتی که با ذرات نانو به سیال پایه اضافه شده و منجر به بهبود خواص حرارتی آنان می‌شوند [3]. یکی از مسائلی که امروزه در فرآیندهای انتقال حرارت مطرح می‌شود، لزوم افزایش شار حرارتی و کوچک‌سازی تجهیزات انتقال حرارت است [4,5]. اکثر مطالعات به‌صورت تجربی و یا عددی بر مبنای بررسی تاثیر افزودن نانوذرات به سیال پایه [6,7] صورت گرفته است. ژای و همکاران [7] به بررسی هدایت حرارتی نانوسیال آب –سیلیکون کاربید و اتیلن گلیکول– سیلیکون کاربید پرداخته و نشان دادند که افزایش ضریب هدایت حرارتی متناسب با کسر حجمی نانوذرات جامد بوده و وابسته به سیال پایه نیست. همچنین هندسه و اندازه ذرات در انتقال حرارت تاثیر قابل توجهی دارد. ژوان و لی [8] به بررسی افزایش انتقال حرارت در جریان مغشوش در لوله‌ها پرداخته و دریافتند که ضریب انتقال حرارت در یک سرعت یکسان برای نانوسیال آب– مس با درصد حجمی ۲٪ از نانوذرات، حدود ۴۰٪ بیشتر از آب است. نتایج بررسی آن‌ها نشان دهنده‌ی افزایش فوق‌العاده‌ی عدد ناسلت نانوسیال نسبت به سیال پایه آب است، به‌طوری که مدل-های تئوری مرسوم برای پیش‌بینی عدد ناسلت کارآمد نبوده و آن‌ها مدلی برای تطبیق نتایج خود ارائه کردند. وجها و داس [9] نیز به بررسی تجربی اثر هدایت حرارتی برای سه نانوذره شامل اکسید آلومینیوم، اکسید مس و اکسید روی پرداخته و نشان دادند که افزایش در هدایت حرارتی نانوسیالات در مقایسه با سیال پایه به‌صورت چشم‌گیر افزایش می‌یابد. آن‌ها برای نانوسیال اتیلن گلیکول–اکسید آلومینیوم، افزایش ۲۹٪ هدایت حرارتی را برای غلظت ۱۰٪ حجمی نانوذره مشاهده کردند. همچنین هدایت حرارتی نانوسیال اتیلن گلیکول–اکسید روی، ۴۸٪ افزایش نسبت به سیال پایه برای غلظت ۷٪ حجمی نانوذره داشته است. فتوکیان و همکاران [10] افت فشار و انتقال حرارت نانوسیال آب– اکسید مس را در داخل لوله‌ی دایروی با شرط مرزی دما ثابت برای جریان مغشوش در غلظت حجمی نانوسیال کمتر از ۰,۳٪ بررسی و نشان دادند که افت فشار جریان لزوما با افزایش غلظت نانوذرات افزایش نمی‌یابد. همچنین، افزایش غلظت بهینه برای هر نانوسیال، انتقال حرارت بیشتر و افت فشار کمتر را سبب می‌شود. میر معصومی و بهزاد مهر [11] به بررسی عددی جابه-جایی ترکیبی سیال آب و نانوذره اکسید آلومینیوم در یک لوله پرداختند. حقیقی و همکاران [12] به مطالعه تجربی جریان نانوسیالات مختلف در لوله پرداخته و نشان دادند که عدد ناسلت برای نانوسیال با آنچه برای سیال تک‌فازی تعریف شده مطابقت خوبی داشته و در عدد رینولدز یکسان سیال پایه انتقال حرارت کمتری نسبت به نانوسیال دارد. همچنین نشان دادند که در قدرت پمپ مساوی، نانوسیال و سیال پایه به یک میزان انتقال حرارت داشته و حتی استفاده از نانوذره تیتانیوم اکسید از ۱۶٪ کمتر است. دلاچ و همکاران [13] تاثیر استفاده از موانع در مبدل حرارتی پوسته و لوله را بر روی انتقال حرارت و افت فشار به‌صورت عددی بررسی نمودند. آن‌ها اثرات زاویه‌های مانع و همچنین ارتفاع مانع بر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را بررسی کردند. نتایج نشان داد که تغییرات این پارامترها می‌تواند موجب افزایش انتقال حرارت شود اما با افزایش افت فشار همراه است. افت فشار با افزایش زاویه و ارتفاع موانع افزایش می‌یابد. همچنین نشان دادند که انتقال حرارت به طور قابل توجهی به هندسه و موقعیت قرارگیری موانع وابسته است. اسدی و همکارانش [14] به بررسی مدل جدیدی از موانع استوانه‌ای در امتداد کف کانال پرداخته و نشان دادند که بر مبنای عملکرد ترموهیدرولیکی در میکروکانال‌ها، موانع با شعاع کمتر، قابلیت انتقال حرارت بهتری دارد. ژنگ و همکاران [15] به بررسی عددی ویژگی‌های حرارتی هیدرولیکی لوله تحت شرایط شار گرمای یکنواخت با یک مانع جدید پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که موانع سبب افزایش قابل توجه انتقال حرارت در لوله شده که با افزایش افت فشار همراه بوده و عدد ناسلت و ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز، افزایش و با افزایش عدد پرانتل کاهش می‌یابد. محققان دیگری [16,17] به شبیه سازی عددی چند بعدی بر روی ویژگی‌های حرارتی هیدرولیکی در یک کانال با سه نوع مانع مختلف

پرداختند. آن‌ها تاثیر پارامترهای مختلف از قبیل نوع هندسه مانع، عدد رینولدز، تعداد و زاویه‌ی قرارگیری موانع را بررسی کرده و نشان دادند که هر یک از این پارامترها، اثر قابل توجه‌ای بر عملکرد حرارتی هیدرولیکی دارد. علاوه بر این، نشان دادند که نتایج حاصل از دیدگاه اصل هم افزایی زمینه‌ای، کاهش زاویه بین سرعت و گرادیان دما از دلایل اصلی برای افزایش عملکرد انتقال حرارت است. همچنین، ولته و همکارانش [18]، الگوهای چرخشی ورتیسیتی در دنباله یک مانع دارای بالچه مستطیلی شکل در لایه مرزی آشفته را با استفاده از روش سرعت سنجی تصویر ذرات به‌صورت تجربی به‌دست آوردند. شیخ الاسلامی و همکاران [19] به بررسی عددی انتقال حرارت و افت فشار سیال آب، در کانال مستطیلی با موانع متفاوت در محدوده عدد رینولدز آشفته پرداختند آن‌ها پنج نوع مانع با ارتفاع یکسان را مورد مطالعه قرار داده و مکانیزم مربوط به انتقال حرارت را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. همچنین افزایش انتقال حرارت و افت فشار با استفاده از پارامترهای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج آن‌ها نشان داد که بر اساس شاخص‌های عملکرد ترمو هیدرولیکی مانع نیم سیلندر بهترین عملکرد را داراست.

در این مطالعه، تاثیر موانع با هندسه‌های مختلف شامل مثلثی، مستطیلی و دایروی بر پدیده انتقال حرارت نانوسیال مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین، به بررسی شاخص‌های هیدرودینامیکی و انتقال حرارتی در نانوسیال تحت شرایط جابه‌جایی اجباری در کانال با موانع متفاوت و تاثیر درصد کسر حجمی نانوسیال پرداخته شده تا بتوان به شرایط بهینه عملکردی در درون کانال‌ها دست یافت. همچنین، استفاده از نانوذره اکسید آلومنیوم و تاثیر درصد کسر حجمی نانوذره بر انتقال حرارت بررسی و افت فشار جریان درون کانال‌ها بررسی شد.

هندسه و خواص فیزیکی مسئله

هندسه مسئله، کانالی شامل موانع مختلف بوده که در فواصل مشخص در فضای بین دو صفحه‌ی کانال، با اندازه و هندسه‌های مختلف قرار گرفته شده است. نمایی از هندسه کلی همراه با موانع مختلف در شکل (۱) نشان داده شده است. در شکل (۱)، کانال به سه قسمت L1، L2 و L3 تقسیم شده و شار حرارتی فقط بر L2 وارد شده و بررسی جریان فقط در این ناحیه صورت می‌گیرد. در جدول (۱) پارامترهای مورد مطالعه به همراه مشخصات هندسی کانال ارائه شده‌اند.



شکل ۱ شماتیک کانال همراه با موانع: (الف) مستطیلی، (ب) مثلثی، (ج) دایروی

جدول ۱ مشخصات هندسی کانال و موانع

مؤلفه هندسی		اندازه
H	ارتفاع کانال	۱۰ mm
P	ضخامت مانع	۱۰ mm
L1	طول ورودی	۱۱۰ mm
L2	طول کانال	۲۰۰ mm
L3	طول خروجی	۱۱۰ mm
	تعداد موانع گردابه	۵

معادلات حاکم

برای تحلیل جریان از مدل تک فاز استفاده شده که در این مدل، معادلات پیوستگی، ممنتوم و انرژی به‌صورت حجم محدود برای نانوسیال بیان می‌شود. معادلات حاکم بر میدان جریان و انتقال حرارت برای نانوسیال با فرض جریان تراکم‌ناپذیر، دو بعدی، آرام و پایا به‌صورت زیر بیان می‌شود [10]:

پیوستگی:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (۱)$$

مومنتم:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \times \left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_i}\right] \quad (۲)$$

انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho c_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(K\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \quad (۳)$$

در این مطالعه، نانوسیال در حالت تک فاز بررسی شده و اختلاف سرعت و دما بین سیال و ذره‌ها وجود ندارد. همچنین، از نانوذره اکسید آلومینیوم استفاده شده که خواص ترموفیزیکی آن در جدول (۲) ارائه شده است. روابط مربوط به تاثیر افزودن نانوذره به سیال پایه، شامل ویسکوزیته، چگالی، ضریب هدایت حرارتی، ضریب انبساط حرارتی و گرمای ویژه برای نانوسیالات مختلف آورده شده است [19].

برای محاسبه‌ی ویسکوزیته نانو سیال از رابطه (۴) استفاده شده که برای نانوذرات کروی و غلظت‌های حجمی کمتر از ۵٪ به کار می‌رود [19]:

$$\mu = (1 + 2.5\varphi)\mu_f \quad (۴)$$

در رابطه‌ی (۴)، μ_f ویسکوزیته سیال پایه و φ کسر حجمی نانوذرات است. چگالی نانو سیال از رابطه (۵) بد ست می‌آید: [19]

$$\rho_{nf} = \varphi\rho_{np} + (1-\varphi)\rho_f \quad (۵)$$

جدول ۲ خواص ترموفیزیکی نانوذره اکسید آلومینیوم [19]

ماده	سیال پایه	اکسید آلومینیوم
نشانه	H_2O	Al_2O_3
چگالی (kg/m^3)	۱۰۰۰	۳۹۰۰
C_p ($J/kg\cdot K$)	۴۲۰۰	۸۸۰
ضریب هدایت حرارتی ($W/m\cdot K$)	۰,۶	۴۲,۳۴

که در آن ρ_{np} چگالی نانوذرات و ρ_f چگالی سیال پایه است. گرمای ویژه نانوسیال: [19]

$$(\rho C_p)_{nf} = \varphi(\rho C_p)_{np} + (-\varphi)(\rho C_p)_f \quad (۶)$$

ضریب رسانایی هدایت نانوسیال [19]:

$$\frac{K_{nf}}{K_{bf}^{(T)}} = 1 + 8.733\varphi \quad (۷)$$

شرایط مرزی

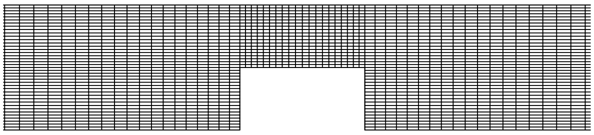
برای شرایط مرزی دیواره‌ها، شار حرارتی ثابت در نظر گرفته شده و سیال عامل، تراکم‌ناپذیر با دمای ۲۸۰ K وارد کانال شده و با دیواره پایینی کانال به طول L2 با شار حرارتی ۱۰۰۰۰ W/m^2 تبادل حرارتی انجام می‌دهد. صفحه بالایی، طول ورودی و خروجی کانال به‌صورت عایق حرارتی فرض شده است. همچنین فرض شده که سیال با فشار نسبی برابر با صفر از کانال خارج شود. شرایط مرزی مورد نظر در جدول (۳) بیان شده است.

جدول ۳ شرایط مرزی دما و جریان [20]

مرز	مؤلفه y سرعت	مؤلفه x سرعت	دما
ورودی	$uy = 0$	$u_x = U_\infty$	$T = T\infty$
خروجی	$\frac{\partial u_y}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial x} = 0$
صفحه بالایی	$= 0u_y$	$= 0u_x$	q" = -K $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
صفحه پایینی (طول L1)	$= 0u_y$	$= 0u_x$	q" = -K $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
صفحه پایینی (طول L2)	$= 0u_y$	$= 0u_x$	q" = -K $\frac{\partial T}{\partial y} = cte$
صفحه پایینی (طول L3)	$= 0u_y$	$= 0u_x$	q" = -K $\frac{\partial T}{\partial y} = 0$
موانع	$= 0u_y$	$= 0u_x$	q" = -K $\frac{\partial T}{\partial y} = cte$

روش حل عددی

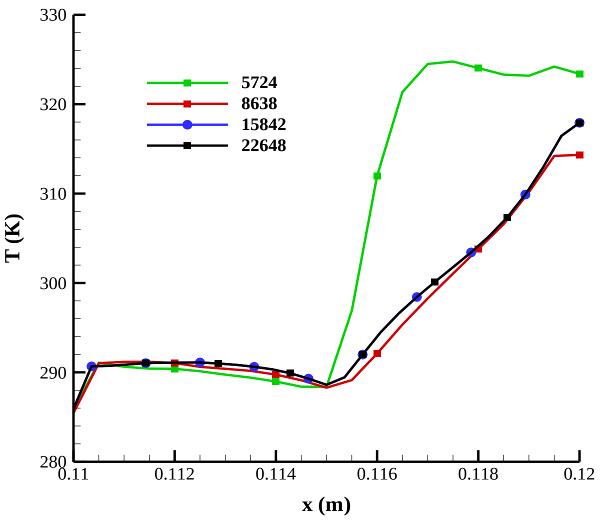
به منظور حل عددی، معادلات حاکم بر اساس روش حجم محدود، پایا و به‌صورت ضمنی گسسته‌سازی شده است. همچنین برای تصحیح ارتباط میدان سرعت و فشار از الگوریتم سیمپل استفاده شده است. شبکه‌بندی دامنه محاسباتی به‌صورت سازمان-یافته و غیر یکنواخت می‌باشد. به منظور افزایش دقت محاسباتی در مکان‌های نزدیک به دیواره‌ها و موانع که گرادیان‌های شدید وجود دارد، از شبکه‌بندی با تراکم بیشتری استفاده شده تا نتایج مربوط به شبیه سازی در لایه مرزی دارای دقت بیشتری باشد. در شکل (۲) نمایی از شبکه محاسباتی نشان داده شده است.



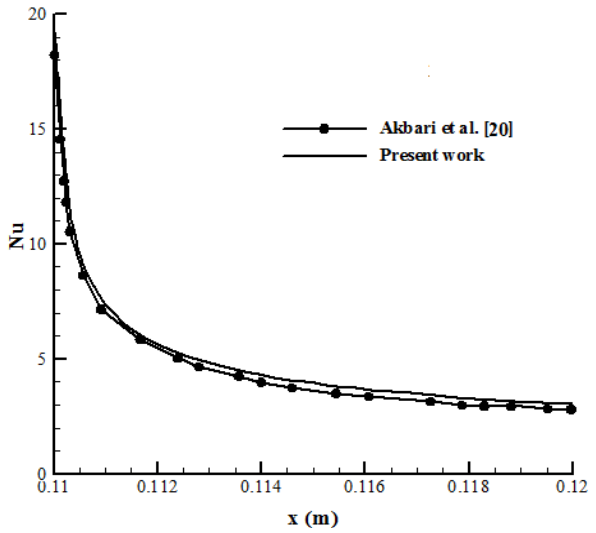
شکل ۲ نمایی از شبکه محاسباتی

به منظور بررسی عدم وابستگی نتایج حل عددی به شبکه محاسباتی، دمای روی دیواره پایین کانال در بخشی با طول L2 برای کانال با مانع مثلثی به‌عنوان پارامتر مستقل از شبکه انتخاب شده است. همان‌گونه که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، از چهار شبکه‌بندی مختلف در عدد رینولدز ۶۰۰ و درصد کسر حجمی نانوذره ۱٪ استفاده شده است. با توجه به شکل (۳)، با تغییر تعداد شبکه از ۱۵۸۴۲ به ۲۲۶۴۸ تفاوت اندکی در جواب‌ها مشاهده می‌شود. بنابراین شبکه با تعداد ۱۵۸۴۲ به لحاظ داشتن دقت و زمان محاسباتی مناسب، به‌عنوان شبکه مناسب انتخاب شد. لازم به ذکر است که استقلال از شبکه برای دیگر شرایط نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

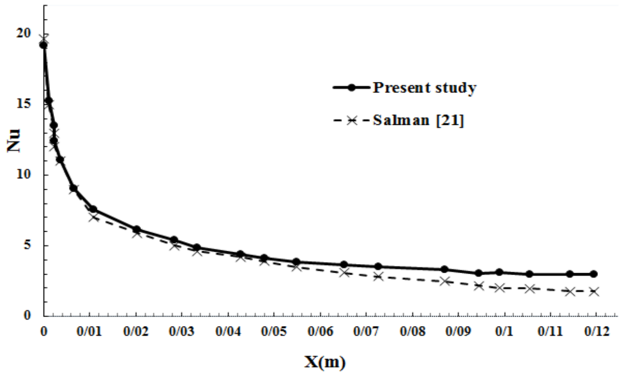
به منظور بررسی صحت نتایج ارائه شده و اعتبارسنجی آن‌ها، نتایج عددی حاضر با نتایج عددی اکبری و همکاران [20] مقایسه شده که عدد ناسلت متوسط بر روی دیواره یک کانال را برای نانوسیال با درصد کسر حجمی $\varphi = 1.5\%$ مورد بررسی قرار دادند. همان‌گونه که در شکل (۴) مشاهده می‌شود، تطابق خوبی بین نتایج مطالعه حاضر با نتایج عددی اکبری و همکاران [20] برقرار است. همچنین نتایج حاضر با نتایج سلمان و همکاران [21] در درصد کسر حجمی نانوذرات ۱٪ نیز مقایسه شده که در شکل (۵) نشان داده می‌شود.



شکل ۳ بررسی استقلال شبکه برای مانع مثلثی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 1%، Re = 600



شکل ۴ عدد ناسلت موضعی روی دیواره پایین کانال(L2) برای دو عدد رینولدز در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 1.5%



شکل ۵ عدد ناسلت موضعی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 1% و Re = 90

نتایج

در این تحقیق، تاثیر موانع و اضافه نمودن نانوذره به سیال پایه به‌عنوان یک روش غیر فعال جهت افزایش انتقال حرارت در کانال‌های مسطح مورد بررسی قرار گرفت. به منظور بررسی انتقال حرارت در شرایط مختلف از کمیت‌های ضریب انتقال حرارت موضعی و متوسط استفاده می‌شود. پارامترهای بدون بعد در ادامه معرفی می‌شوند.

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu} \;,\quad Pr = \frac{C_p \mu}{K} \qquad (۸)$$

شار حرارتی بصورت رابطه (۹) تعیین می‌شود:

$$q = \frac{\dot{m} C_p (T_i - T_o)}{\pi d_h L} \qquad (۹)$$

ضریب انتقال حرارت موضعی:

$$h_x = \frac{q}{(T_w - T_b)} \qquad (۱۰)$$

که در آن T_b دمای توده‌ای سیال به‌صورت موضعی در مقاطع مختلف کانال مورد بررسی می‌باشد.

عدد ناسلت:

$$Nu_x = \frac{h_x d_h}{K} \qquad (۱۱)$$

که در آن h_x ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی موضعی و k ضریب هدایت حرارتی و Nu_x عدد ناسلت موضعی است. همچنین عدد ناسلت متوسط به‌صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$Nu = \frac{1}{L}\int_0^L Nu_x dx \qquad (۱۲)$$

ضریب اصطکاک (f) از معادله (۱۳) محاسبه شده که در آن Δp افت فشار در طول لوله، d_h قطر هیدرولیکی و u سرعت میانگین سیال در داخل کانال است.

$$f = \frac{2 \Delta p d_h}{\rho u^2 L} \qquad (۱۳)$$

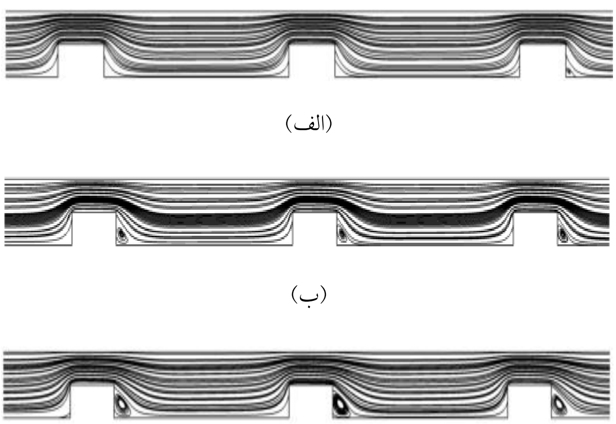
همچنین به منظور مطالعه همزمان میزان افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک، پارامتر ضریب بهبود عملکرد هیدرولیکی- حرارتی به‌صورت رابطه (۱۴) بیان می‌شود:

$$\eta = \left(\frac{Nu_{fin}}{Nu_{non-fin}}\right)\left(\frac{f_{non-fin}}{f_{fin}}\right)^{-\frac{1}{3}} \qquad (۱۴)$$

که Nu_{fin} عدد ناسلت، f_{fin} ضریب اصطکاک جریان و $Nu_{non-fin}$ و $f_{non-fin}$ به ترتیب عدد ناسلت و ضریب اصطکاک سیال پایه در داخل یک کانال مستقیم با همان قطر هیدرولیکی می‌باشند.

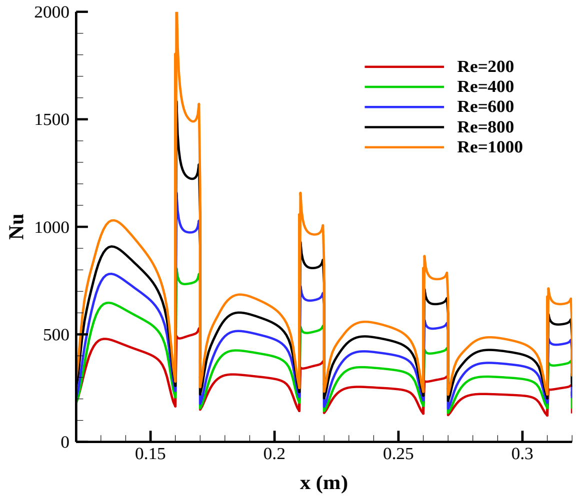
تاثیر عدد رینولدز

یکی از پارامترهای مؤثر در جریان‌های جابه‌جایی اجباری، سرعت جریان ورودی سیال می‌باشد. شکل (۶) خطوط جریان برای مانع مستطیلی در فضای درون کانال برای سه عدد رینولدز متفاوت در درصد کسر حجمی نانوذره ۱٪ را نشان داده است. گردابه‌هایی موجود در اطراف موانع سبب افزایش انتقال مومنتم سیال و افزایش ضریب انتقال حرارت نسبت به حالت کانال بدون مانع می‌گردد. همچنین، به منظور ارزیابی تاثیر موانع بر انتقال حرارت، عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف و سرعت‌های ورودی مختلف در درصد کسر حجمی نانوذره ۱٪ بر روی دیواره‌های دارای شار حرارتی (طول L2) در شکل (۷) تا (۹) نشان داده شده است. همانگونه که مشخص است، با افزایش عدد رینولدز، در تمامی چیدمآن‌های مختلف موانع، عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد. همانطور که در شکل‌های (۷) ، (۸) و (۹) مشخص است، ماکزیمم عدد ناسلت در مانع مستطیلی به میزان تقریبا ٪۳۰ بیشتر از عدد ناسلت در مانع دایروی است. این افزایش در بیشینه عدد ناسلت موضعی در مانع مستطیلی به میزان تقریبا ٪۲۵ بیشتر از مانع مثلثی است.

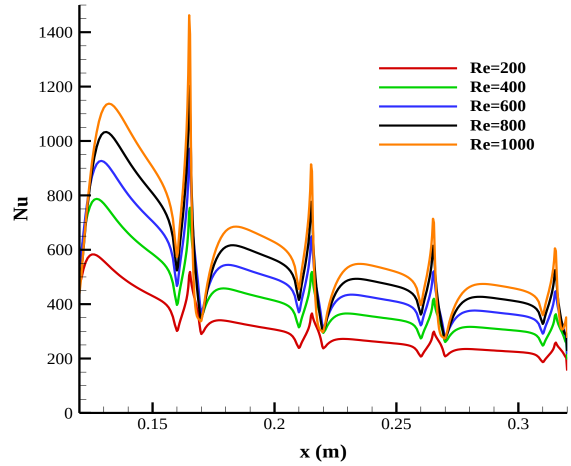


(الف) (ب) (ج)

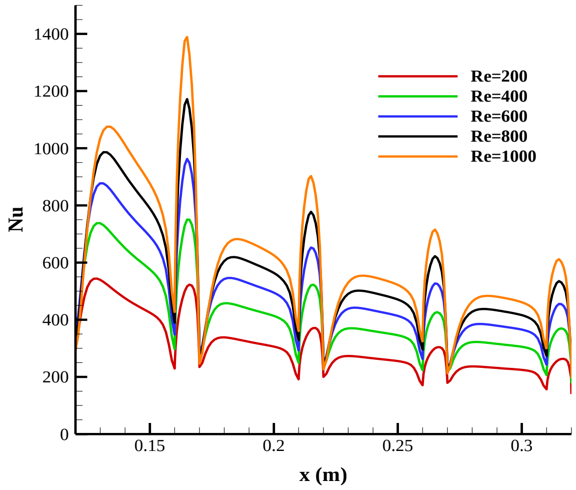
شکل ۶ خطوط جریان درون کانال با مانع مستطیلی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی $\varphi = 1\%$ در (الف) Re=200، (ب) Re=400، (ج) Re=600



شکل ۷ عدد ناسلت موضعی روی دیواره پایینی کانال با مانع مستطیلی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 1%



شکل ۸ عدد ناسلت موضعی روی دیواره پایینی کانال با مانع مثلثی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 1%

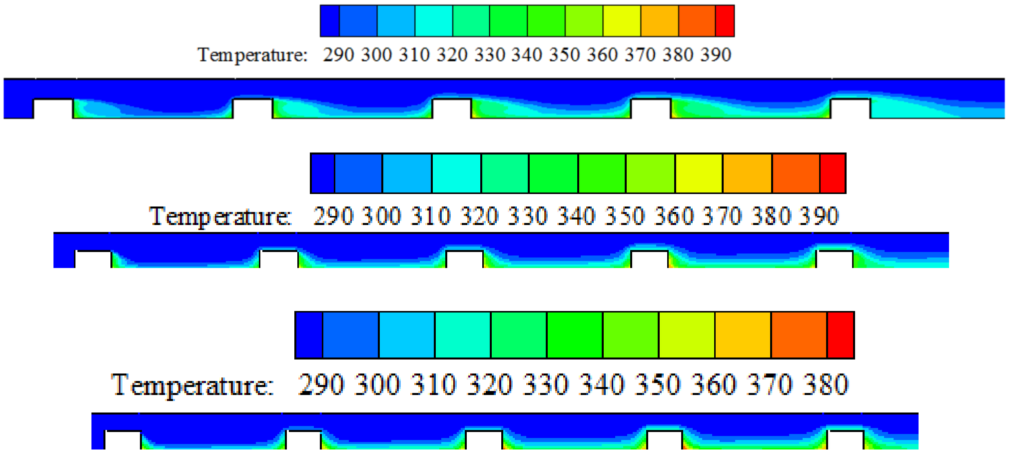


شکل ۹ عدد ناسلت موضعی روی دیواره پایین کانال با مانع دایروی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 1%

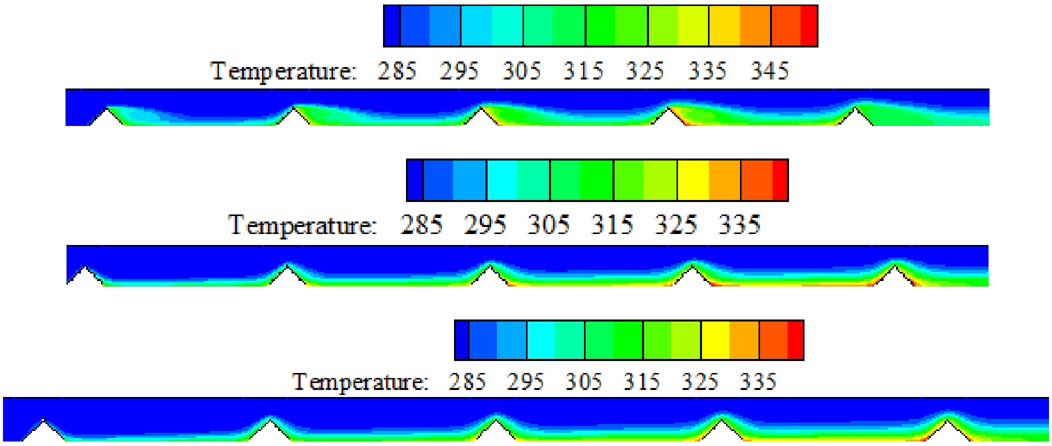
تاثیر افزودن نانوذرات بر انتقال حرارت

کانتور توزیع دما درون کانال بر حسب درصد کسر حجمی نانوذرات در عدد رینولدز ۶۰۰ برای کانال با موانع گوناگون در شکل‌های (۱۰) تا (۱۲) نشان داده شده است. با توجه به شار ثابت دیواره پایینی، بدیهی ست که سیال از ورود از قسمت چپ کانال تا خروج از قسمت راست در حال گرم شدن بوده که در کانتور دمای موجود شکل‌های (۱۰) تا (۱۲) به خوبی نشان داده شده است. همچنین در کانال با موانع مستطیلی به سبب عدد ناسلت بزرگتر سیال دارای گرمای بیشتری را جذب نموده لذا دمای خروجی در کانال با موانع مستطیلی بزرگتر از دمای خروجی از کانال با موانع مثبثی و دایروی است.

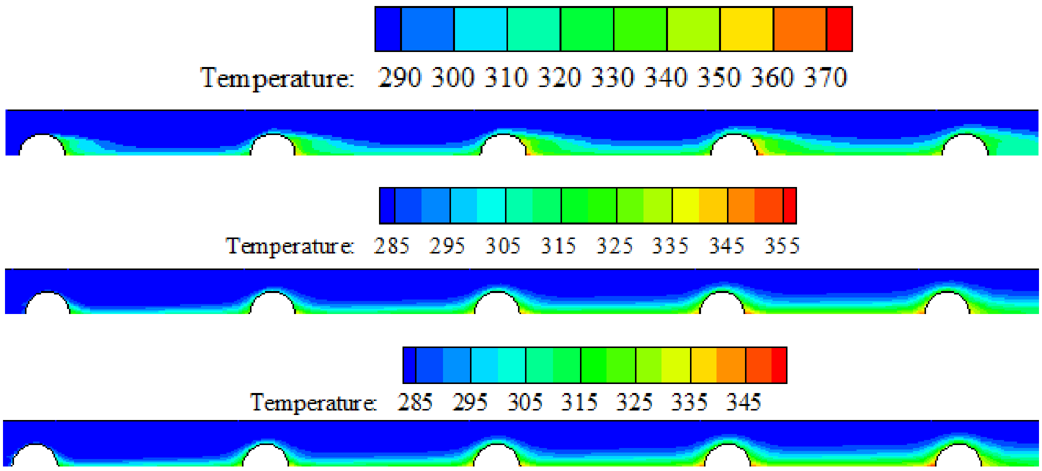
همچنین، برای نمایش تاثیر درصد کسر حجمی نانوذرات بر انتقال حرارت، عدد ناسلت بر روی دیواره پایین کانال در بخشی با طول L2 برای موانع متفاوت در اعداد رینولدز ۴۰۰ و ۸۰۰ در شکل (۱۳) نشان داده شده است. با افزایش درصد کسر حجمی نانوذرات، عدد ناسلت متوسط در کانال با موانع مختلف، افزایش می‌یابد. دلیل این امر آنست که با افزایش درصد کسر حجمی نانوذرات، تعداد و سطح ذرات در تماس با دیواره بیشتر شده و در نتیجه آن گرماگیری به طریق رسانش افزایش می‌یابد. به تبع آن انتقال گرما به درون سیال و نفوذ گرمایی بیشتر شده که در نتیجه میزان ناسلت متوسط افزایش می‌یابد. میزان عدد ناسلت در کسر حجمی ۱٪ نسبت به کسر حجمی ۲٪ به میزان ۲٫۳۸٪ بیشتر است. این افزایش در میزان عدد ناسلت در سیال پایه تقریبا ۱۰٪ بیشتر از سیال با کسر حجمی ۱٪ است. به نظر می‌رسد که در محل موانع با وجود کسر حجمی بالاتر نانوذرات جامد در سیال پایه، ویسکوزیته سیال افزایش یافته و امکان جابه‌جایی و تصدام مولکولی نانوسیال در مقایسه با سیال پایه کمتر می‌گردد. لذا نرخ انتقال گرما نیز کاهش یافته و در نتیجه آن عدد ناسلت برای نانوسیال با کسر حجمی بالاتر، کمتر می‌باشد.



شکل ۱۰ توزیع دما بر حسب کلوین درون کانال با مانع مستطیلی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی Re=600 (الف) $\varphi = 0\%$ (ب) $\varphi = 1\%$ (ج) $\varphi = 2\%$

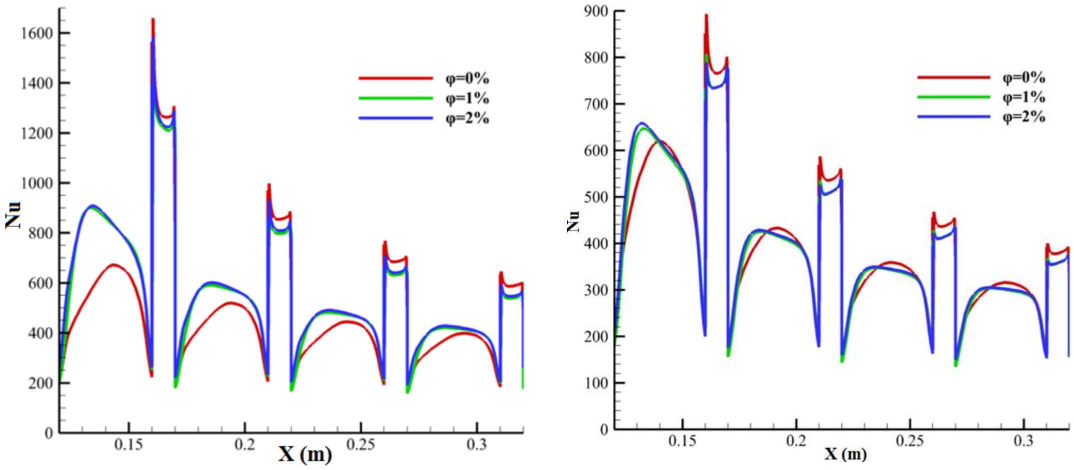


شکل ۱۱ توزیع دما بر حسب کلوین درون کانال با مانع مثلثی در نانوسیال برای درصد کسر حجمی Re=600 (الف) $\varphi = 0\%$ (ب) $\varphi = 1\%$ (ج) $\varphi = 2\%$



شکل ۱۲ توزیع دما بر حسب کلوین درون کانال با مانع نیم‌دایره‌ای در نانوسیال برای درصد کسر حجمی Re=600 (الف) $\varphi = 0\%$ (ب) $\varphi = 1\%$

φ = 2% (ج)

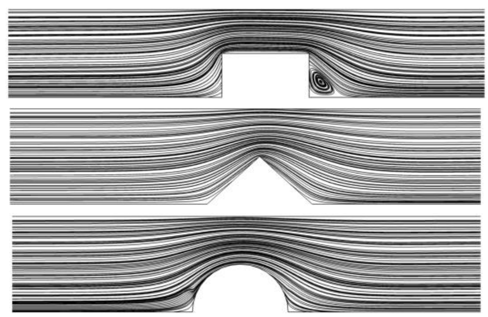


(ب) (الف)

شکل ۱۳ عدد ناسلت موضعی روی دیواره پایین کانال با مانع مستطیلی در طول L2 در نانوسیال برای درصد کسر حجمی مختلف: (الف)Re=400 ، Re=800 (ب)

تاثیر نوع مانع با هندسه متفاوت بر انتقال حرارت

شکل (۱۴) خطوط جریان مربوط به تغییر هندسه موانع را نشان می‌دهد. بر این اساس، با تغییر نوع مانع، گردابه تولیدی در پشت مانع نیز تغییر می‌کند. اختلاف فشار جریان در پشت مانع مستطیلی نسبت به جریان اصلی بیشتر از اختلاف فشار در موانع مثلثی و دایروی می‌باشد. لذا گردابه در سایز بزرگتر و محسوس‌تر در پشت مانع مستطیلی به وجود می‌آید. هر چند همه موانع به یک نسبت در محل خروج جریان در پشت مانع گردابه ایجاد می‌کنند، اما مانعی که گردابه بیشتری به علت تلاطم جریان تولید می‌نماید، می تواند گرماگیری بیشتری را از سطح ابجاد نماید. با توجه به شکل (۱۴) مشخص می گردد، مانع مستطیلی نقش ایجاد گردابه بزرگتری داشته و لذا این مانع نفش بیشتری در انتقال گرما داشته است. لذا گردابه تولید شده در پشت موانع به‌عنوان مکان کلیدی در افزایش انتقال گرما محسوب می‌گردد.

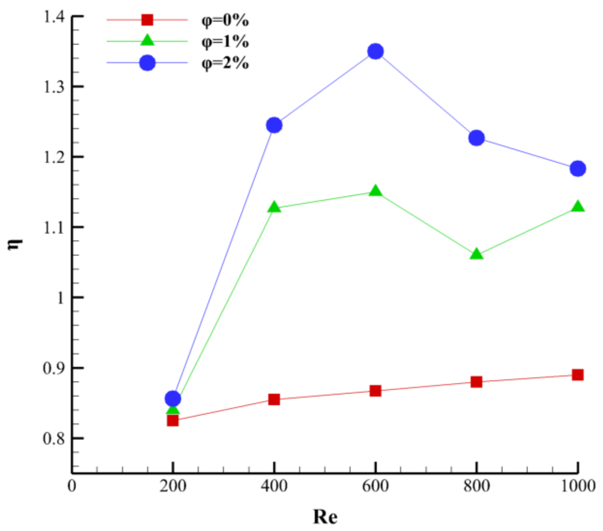


(الف)
(ب)
(ج)

شکل ۱۴ خطوط جریان اطراف موانع در نانوسیال برای درصد کسر حجمی 2% و Re=1000 (الف)مستطیلی، (ب)مثلثی، (ج) نیم‌دایره‌ای

ارزیابی عملکرد هیدرولیکی-حرارتی

در شکل (۱۵) مقادیر شاخص عملکرد هیدرولیکی- حرارتی برای نانوسیال بر حسب عدد رینولدز برای مانع مستطیلی نشان داده شده است.



شکل ۱۵ عملکرد هیدرولیکی-حرارتی بر حسب عدد رینولدز به ازای درصد کسر حجمی نانوذرات مختلف در مانع مستطیلی

به ازای استفاده از نانوذرات، شاخص‌های عملکرد هیدرولیکی-حرارتی نسبت به سیال پایه در موانع مختلف افزایش داشته است. اگرچه با افزایش عدد رینولدز از حد مشخصی، این

شاخص مقدار کمی افت می‌کند، اما همواره بزرگتر از یک بوده که نشان‌دهنده تاثیر مثبت استفاده از نانوذره و موانع با هندسه متفاوت بر افزایش انتقال حرارت درون کانال می‌باشد. بر اساس شکل (۱۵)، برای کانال با مانع مستطیلی، بزرگترین عملکرد هیدرولیکی-حرارتی برای عدد رینولدز ۶۰۰ با درصد کسر حجمی نانوسیال ۲٪، در حدود ۱/۳۶ می‌باشد. همچنین برای موانع مثلثی در درصد کسر حجمی نانوذره ۲٪ و عدد رینولدز ۸۰۰، شاخص عملکرد هیدرولیکی-حرارتی تا ۴۴٪ افزایش یافته که دلیل آن به بیشتر بودن افزایش انتقال حرارت در مقابل افزایش افت فشار به هنگام استفاده از موانع در کانال است.

نتیجه گیری

در این مطالعه، استفاده از نانوذرات و موانع با هندسه متفاوت به یک کانال مستطیلی در رژیم جریان آرام به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تاثیر پارامترهایی همچون عدد رینولدز، درصد نانوذرات و نوع موانع بر انتقال حرارت و افت فشار بررسی شده است. علاوه بر این، نتایج تحقیق فعلی با نتایج سایر مراجع مقایسه شده که نشان دهنده تطابق مطلوبی است. مهم‌ترین نتایج به‌دست آمده به‌صورت زیر می‌باشد:

۱. با افزایش عدد رینولدز، در یک مقدار ثابت کسر حجمی نانوذرات جامد در سیال پایه برای تمامی چیدمان‌های مختلف هندسه موانع، به واسطه تلاطم مولکول‌های سیال و انتقال گرمای دریافتی از دیواره‌های کانال به داخل سیال، نرخ انتقال گرما و در نتیجه عدد ناسلت افزایش می‌یابد.

۲. با افزایش درصد کسر حجمی نانوذرات در سیال پایه برای یک عدد رینولدز ثابت، به علت افزایش ضریب رسانش حرارتی نانوسیال نرخ گرماگیری از دیواره‌های کانال به داخل توده سیال افزایش یافته و در نتیجه متناسب با آن عدد ناسلت متوسط در کانال نیز افزایش می‌یابد.

۳. در کانال با موانع مستطیلی به‌دلیل افزایش سطح انتقال حرارت نسبت به دیگر موانع، نرخ انتقال گرما از دیوارهای کانال به سیال بیشتر شده و در نتیجه عدد ناسلت نیز افزایش بالاتری دارد.

۴. استفاده از موانع با هندسه مثلثی و دایروی نسبت به مانع مستطیلی به‌دلیل کاهش افت فشار سیال و افزایش نسبی انتقال گرما باعث بهبود ضریب عملکرد کلی هیدرولیکی و حرارتی کانال می‌گردد.

۵. حداکثر مقدار عدد ناسلت در مانع مستطیلی تقریبا۳۰٪ بیشتر از عدد ناسلت در مانع دایروی است. این افزایش در حداکثر مقدار عدد ناسلت موضعی نیز برای مانع مستطیلی تقریبا ۲۵٪ بیشتر از مانع مثلثی می‌باشد. این افزایش به علت بیشتر بودن سطح انتقال حرارت مانع مستطیلی نسبت به موانع مثلثی و دایروی است، علی‌رغم اینکه ارتفاع این موانع در کانال یکسان می‌باشد.

۶. مقدار عدد ناسلت در کسر حجمی ۱٪ نانوذرات جامد در سیال پایه در مقایسه با کسر حجمی ۲٪ به میزان ۲٫۳۸٪ در محل موانع بالاتر است و این افزایش در مقدار عدد ناسلت در سیال پایه تقریبا ۸٪ بیشتر از سیال با کسر حجمی ۱٪ در روی موانع است. به نظر می‌رسد که در محل موانع با وجود کسر حجمی بالاتر نانوذرات جامد در سیال پایه، ویسکوزیته سیال افزایش یافته و امکان جابه‌جایی و تصادم مولکولی نانوسیال در مقایسه با سیال پایه کمتر می‌گردد. لذا نرخ انتقال گرما نیز کاهش یافته و در نتیجه آن عدد ناسلت برای نانوسیال با کسر حجمی بالاتر، کمتر می‌باشد.

فهرست علایم

C_p	گرمای ویژه (J/kg K)
d_h	قطر هیدرولیکی (m)
d_p	قطر نانوذرات (m)
f	ضریب اصطکاک
H	ارتفاع کانال (m)
K	ضریب هدایت حرارتی (W/m K)
L	طول کانال(m)
Nu	عدد ناسلت
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
Pr_t	عدد پرانتل آشفتگی
q''	شار حرارتی (W/m^2)
r	شعاع الکترود تزریق کننده (m)
Re	عدد رینولدز

t	زمان (s)
T	دما (K)
u	مؤلفه سرعت (m/s)
V	پتانسیل الکتریکی (V)
x, y	مختصات

تقدیر و تشکر

مراجع

[1] S. Z. Heris, S. H. Noie, E. Talaii and J. Sargolzaei, “Numerical investigation of Al2O3/water nanofluid laminar convective heat transfer through triangular ducts,” Nanoscale Research Letters, vol. 6, no. 179, 2011. https://doi.org/10.1186/1556-276X-6-179

[2] S. Javad, A. H. Muhammad, H. bahar, M. S. Khan, M. M. Janjua, and M. A. Bashir, “Internal convective heat transfer of nanofluids in different flow regimes: A comprehensive review,” *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, vol. 538, 2020. https://doi.org/10.1016/j.physa.2019.122783

[3] M. H. Esfe, M. Bahiraei, H. Hajbarati, and M. Valadkhani, “A comprehensive review on convective heat transfer of nanofluids in porous media: Energy-related and thermos hydraulic characteristics,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 178, no. 1, pp. 115487, 2020. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115487

[4] S. Dutta, N. Goswami, A. K. Biswas, and S. Pati, “Numerical investigation of magnetohydrodynamic natural convection heat transfer and entropy generation in a rhombic enclosure filled with Cu-water nanofluid,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 136, Pages 777-798, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.024

[5] M.R. Daneshvar-Garmroodi, A. Ahmadpour, and F. Talati, “MHD mixed convection of nanofluids in the presence of multiple rotating cylinders in different configurations: A two-phase numerical study,” *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 150, pp. 247-264, 2019. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2018.10.037

[6] Y. Zheng, H. Yang, H. Mazaheri, and A. Aghaei, “An investigation on the influence of the shape of the vortex generator on fluid flow and turbulent heat transfer of hybrid nanofluid in a channel,” *Journal of Therm Analysis and Calorimetry*, vol. 143, no. 2, pp. 1425–1438, 2020. https://doi.org/10.1007/s10973-020-09415-2

[7] H. Xie, J. Wang, T. Xi, Y. Liu, and F. Ai, “Thermal conductivity of suspension containing SiC particles,” *Journal of materials science letters*,” vol. 21, pp. 193-195, 2002. https://doi.org/10.1023/A:1014742722343

[8] Y. Xuan, and Q. Li, “Investigation on convective heat transfer and flow features of nanofluids,” *Journal of Heat transfer*, vol. 125, no. 1, pp. 151-155, 2003. https://doi.org/10.1115/1.1532008

[9] R. S. Vajjha, and D. K. Das, “Experimental determination of thermal conductivity of three nanofluids and development of new correlations,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*,” vol. 52, no. 21-22, pp. 4675-4682, 2009. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.027

[10] S. M. Fotukian, and M. N. Esfahany, “Experimental study of turbulent convective heat transfer and pressure drop of dilute CuO/water nanofluid inside a circular tube,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, no. 2, pp. 214-219, 2010.

https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.10.003
[11] S. Mirmasoumi, and A. Behzadmehr, "Numerical study of laminar mixed convection of a nanofluid in a horizontal tube using two-phase mixture model," *Applied Thermal Engineerin*, vol. 28, no. 7, pp. 717–727, 2008. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.06.019
[12] E. B. Haghighi, A. T. Utomo, M. Ghanbarpour, A. I. T. Zavareh, H. Poth, R. Khodabandeh, A. Pacek, and B. E. Palm, "Experimental Study on Convective Heat Transfer of Nanofluids in Turbulent Flow: Methods of Comparison of Their Performance," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 57, pp. 378–387, 2014. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.05.019
[13] B. Delac, A. Trp, and K. Lenic, "Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators," *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 78, no. 11, pp. 662–669, 2014. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.027
[14] M. T. Al-Asadi, F. S. Alkasmoul, and M. C. T. Wilson, "Heat transfer enhancement in a micro-channel cooling system using cylindrical vortex generators," *International Communications Heat and Mass Transfer*, vol. 74, pp. 40–47, 2016. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.03.002
[15] N. Zheng, P. Liu, F. Shan, J. Liu, Z. Liu, and W. Liu, "Numerical studies on thermohydraulic characteristics of laminar flow in a heat exchanger tube fitted with vortex rods," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 100, pp. 448–456, 2016. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.09.008
[16] B. Lotfi, B. Sundén, and Q. Wang, "An investigation of the thermo-hydraulic performance of the smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers utilizing new type vortex generators," *Applied Energy*, vol. 162, pp. 1282–1302, 2016. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.07.065
[17] E. Ebrahimnia-Bajestan, M. C. Moghadam, H. Niazmand, W. Daungthongsuk, and S. Wongwises, "Experimental and numerical investigation of nanofluids heat transfer characteristics for application in solar heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 92, pp. 1041-1052, 2016. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.107
[18] C. M. Velte, M. O. L. Hansen, and V.L. Okulov, "Multiple vortex structures in the wake of a rectangular winglet in ground effect," Experimental Thermal Fluid Science, vol. 72, pp. 31– 39, 2016. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.10.026
[19] K. Javaherdeh, and H. Karimi, "Numerical analysis of mix convection of sodium alginate non-Newtonian fluid with Al2O3 nanoparticle in a channel with block," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol. 32, no. 1, pp. 93-110, 2021. https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.40042
[20] O. A. Akbari, D. Toghraie, A. Karimipour, A. Marzban, G. R. Ahmadi, "The effect of velocity and dimension of solid nanoparticles on heat transfer in non-Newtonian nanofluid," *Physica E: Low-dimensional Systems and Nanostructures*, vol. 86, pp. 68-75, 2017. https://doi.org/10.1016/j.physe.2016.10.013
[21] B. H. Salman, H. A. Mohammed, and A. Sh. kherbeet, "Numerical and experimental investigation of heat transfer enhancement in a microtube using nanofluids," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 59, pp. 88–100, 2014. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.10.017